

УДК 631.3:519.87

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПЛЮЩЕНИЯ РАСТИТЕЛЬНОЙ МАССЫ КОСИЛКИ-ПЛЮЩИЛКИ ПРИЦЕПНОЙ КПП-4,2

В. Б. ПОПОВ

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого»,
Республика Беларусь*

Введение

Плющильный аппарат является важным структурным компонентом косилки-плющилки прицепной КПП-4,2 [1]. Практика эксплуатации кормоуборочной техники и функциональный анализ работы плющильного устройства показывают [2], что наиболее важной характеристикой его работы является стабильность плющения поступающей из шнека жатки растительной массы (РМ) независимо от колебаний ее подачи.

Стабильность плющения РМ вальцами плющильного аппарата непосредственно влияет на затраты энергии по деформированию РМ и косвенно на величину и скорость потерь влаги и питательных веществ в расплющенной массе, что во многом определяется структурой и параметрами механизма плющения (МП).

Целью настоящей работы является выработка решения по структуре и параметрам МП, наилучшим образом обеспечивающего процесс и качество плющения РМ, которые получены по результатам вычислительного эксперимента на основе сформированной математической модели оптимизации параметров МП.

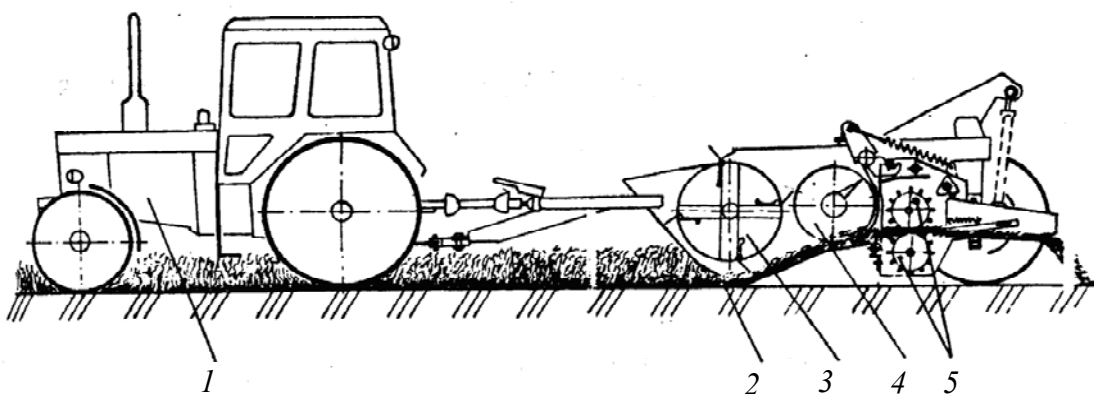


Рис. 1. Косилка-плющилка прицепная КПП-4,2: 1 – колесный трактор МТЗ-80; 2 – режущий аппарат; 3 – мотовило жатки; 4 – шнек жатки; 5 – нижний и верхний вальцы плющильного аппарата

Некоторые аспекты процесса плющения растительной массы

В процессе работы косилки-плющилки КПП-4,2 толщина слоя РМ между вальцами плющильного устройства колеблется в значительных пределах. Колебания подачи РМ существенно влияют на результат работы плющильного устройства, функциями которого являются уплотнение слоя РМ и его распределение по ширине вальцов.

Принцип работы плющильных устройств косилки-плющилки прицепной КПП-4,2 и косилки-плющилки самоходной КС-80 одинаков. Растительная масса подается шнеком жатки под валцы (рис. 2), которые ее плотно спрессовывают и плющат. Уплотнение массы происходит за счет того, что верхний валец посредством силы растяжения пружины МП давит на РМ, при этом нижний валец совершает только вращательное движение. При этом качество захвата и протягивания РМ зависит от правильно подобранных диаметров валцов, их поверхности, а также от скорости их вращения [2].

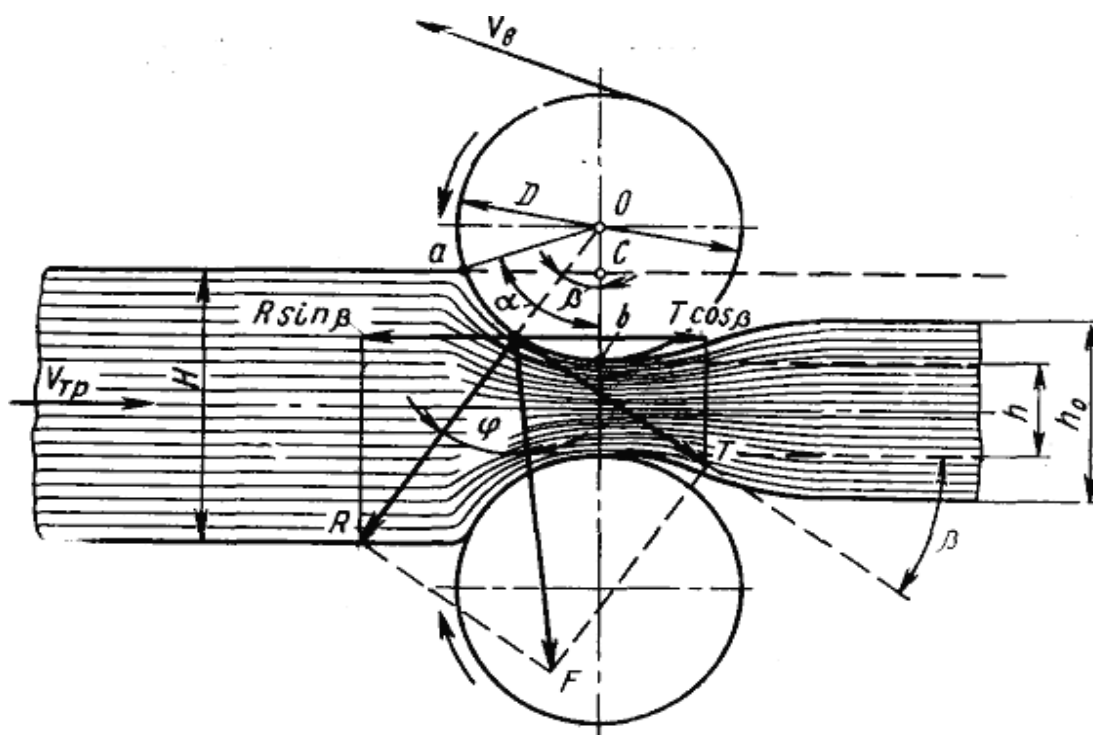


Рис. 2. Сжатие растительной массы валцами плющильного устройства

Важнейший параметр для процесса работы валцов – угол α захвата слоя массы (рис. 2) – можно определить в зависимости от диаметра D валцов, толщины H слоя поступающей в валцы массы и толщины h уплотненного валцами слоя массы. Из треугольника aOC

$$\frac{H-h}{2} = \frac{D}{2} - \frac{D}{2} \cos \alpha$$

или

$$H-h = D(1 - \cos \alpha). \quad (1)$$

Отсюда легко определить

$$D = \frac{H-h}{1 - \cos \alpha}. \quad (2)$$

Рассматривая взаимодействие вальца со слоем поступающей массы, можно видеть, что на слой со стороны вальцов действует реакция R и сила трения T . Их равнодействующая сила F может быть направлена: в сторону вальцов, когда $\varphi > \beta$; вер-

тикально, когда $\varphi = \beta$; от вальцов, когда $\varphi < \beta$. Вальцы устойчиво захватывают и протягивают массу только при $\varphi > \beta$, при $\varphi = \beta$ масса пробуксовывает, а при $\varphi < \beta$ отталкивается. Поскольку угол φ между реакцией R и равнодействующей силой F равен углу трения, то в установившемся движении РМ в вальцах всегда $\varphi > \beta$.

Таким образом, для обеспечения протягивания слоя РМ вальцами нужно, чтобы равнодействующая горизонтальных проекций сил, действующих на поступающий слой массы, была направлена в сторону вращения вальцов, т. е.

$$T \cdot \cos \beta > R \cdot \sin \beta. \quad (3)$$

Так как $T = R \cdot f$, где коэффициент трения $f = \operatorname{tg} \varphi$, получим:

$$R \cdot f \cdot \cos \beta > R \cdot \sin \beta,$$

$$f > \operatorname{tg} \beta,$$

откуда

$$\operatorname{tg} \varphi > \operatorname{tg} \beta \text{ и } \varphi > \beta. \quad (4)$$

Угол β называют углом клина. Он изменяется от α до $\alpha/2$. Для худших условий, когда $\beta = \alpha$, имеем выражение

$$D = \frac{H - h}{1 - \cos \beta}$$

или

$$D = \frac{H - h}{1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}}. \quad (5)$$

Учитывая неравенство (4), получим:

$$\frac{H - h}{1 - \cos \varphi} > D > \frac{H - h}{1 - \cos \beta}. \quad (6)$$

Выражение (6) связывает геометрические параметры с физическими и может быть использовано для выбора диаметра вальцов.

Окружная скорость v_B питающего вальца должна обеспечивать беспрепятственное затягивание массы, поступающей от шнека жатки со скоростью v_{PM} . В зависимости от соотношения скоростей v_B и v_{PM} и толщины слоя РМ будет отталкиваться или затягиваться. Траектория любой точки поверхности вальца относительно движущегося слоя массы представляет собой трохойду [2], поэтому для работоспособности вальцов справедливо соотношение:

$$\frac{D + h}{2} = \frac{H}{2} + \frac{D \cdot v_{PM}}{2 \cdot v_B},$$

откуда

$$H = h + D \left(1 - \frac{v_{PM}}{v_B} \right). \quad (7)$$

Необходимую окружную скорость питающих валцов, обеспечивающую беспрепятственное поступление массы заданной толщины H , можно получить из выражения (7):

$$v_B = \frac{D \cdot v_{PM}}{D + h - H}.$$

Таким образом, скорости v_B и v_{PM} связаны между собой соотношением:

$$\frac{v_B}{v_{PM}} = \frac{D}{D + h - H}. \quad (8)$$

Из выражения (8) очевидно, что $\frac{v_B}{v_{PM}} > 1$, так как всегда $H > h$.

Экспериментально установлено, что соотношение скоростей V_B и V_{PM} , определенное по выражению (8), обеспечивает устойчивую подачу РМ в плющильные валцы. При этом для обеспечения надежности передачи РМ со шнека жатки на нижний питающий валец придерживаются следующего соотношения скоростей [2]:

$$\frac{v_B}{v_{PM}} = 1,25 \div 1,35$$

или

$$1,35 > \frac{v_B}{v_{PM}} > 1,25. \quad (9)$$

Постановка задачи параметрического синтеза

Обычно конструктор синтезирует МП, задаваясь его структурой и исходя из компоновки плющильного устройства. Задача сводится к выбору варианта структурной схемы (рис. 3), удовлетворяющего техническим требованиям из серии вариантов, проанализированных графоаналитически. Такой подход, как правило, оставляет массу неисследованных комбинаций внутренних параметров, обладающих, вероятно, меньшими средними значениями передаточного числа МП.

При наличии запрограммированной функциональной математической модели (ФММ) проблема параметрического синтеза МП решается с помощью ПЭВМ. Параметрический синтез МП заданной структуры заключается в определении численных значений его внутренних параметров, обеспечивающих наилучшее значение основного показателя качества МП [3], при одновременном выполнении условий работоспособности МП.

Функциональная математическая модель анализа свойств МП [3] является составной частью математической модели параметрической оптимизации. Для каждой структурной схемы МП (рис. 3) определяются его выходные параметры, однозначно зависящие от обобщенной координаты – расстояния между центрами валцов (Y).

Исходя из назначения МП, в процессе его проектирования инженер стремится одновременно удовлетворить следующие технические требования:

- скомпоновать МП таким образом, чтобы выполнялись захват и протягивание сквозь вальцы РМ;
- обеспечить требуемую пропускную способность РМ через плющильное устройство;
- обеспечить стабильность плющения РМ, а для этого необходимо рационально выбрать размеры звеньев и характеристику пружины МП.

Для анализа процесса плющения была сформирована ФММ, подробно описанная в [3]. На основе этой ФММ была разработана процедура параметрического синтеза, представленная на рис. 4 и включающая в себя управляемые параметры, функциональные ограничения, показатели качества (критерии оптимальности) и целевую функцию.

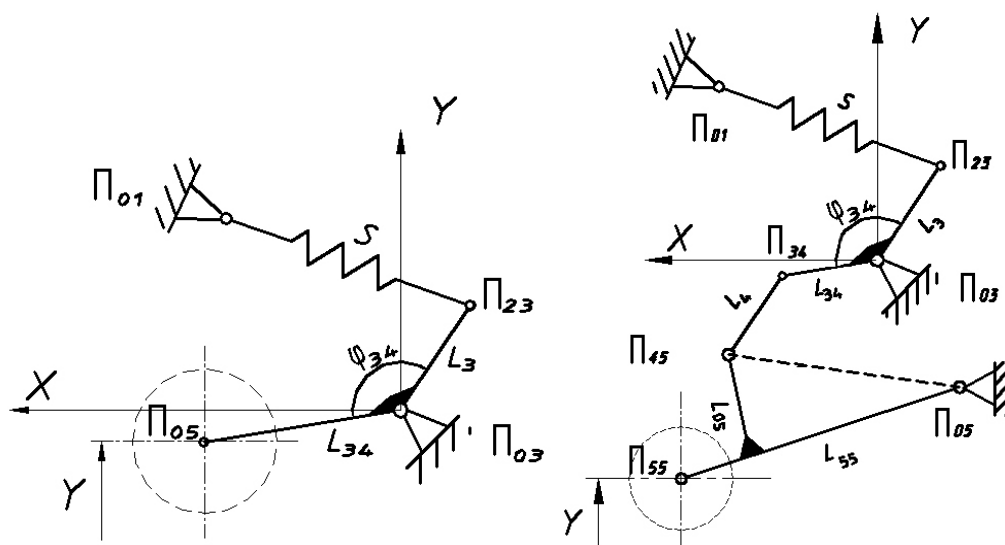


Рис. 3. Структурные схемы четырех- и шестизвенного механизмов плющения растительной массы

В качестве управляемых параметров МП, определяющих его конструктивный вариант, были выбраны координаты шарнира крепления блока пружин – X_{01}, Y_{01} , а также параметры поворотного рычага – $L_3, \varphi_{34}, L_{34}$. Следует заметить, что число управляемых параметров (например $Y_{01}, \varphi_{34}, L_3$) и диапазон их изменения ограничены условиями серийного производства. Рационально выбранные точки крепления звеньев МП и их геометрические размеры должны обеспечивать его надежную работу на составляющих технологического процесса: захват, протягивание и плющение РМ.

Пространство, ограниченное управляемыми параметрами, образует 5-мерный гиперпараллелепипед, оси которого разбиваются на отрезки при помощи равномерно распределенной последовательности точек [4]. ЛП_τ последовательность позволяет наиболее равномерно назначать точки, представляющие вектор управляемых параметров, и обеспечивает эффективное зондирование многомерного пространства. Исследование области допустимых решений в пространстве управляемых параметров из множества всех возможных позволило выделить подмножество «хороших» вариантов.

Функциональные ограничения представляют формализованные выражения для технических требований к плющильному устройству и задаются системой равенств и неравенств. Так, например, толщина h уплотненного вальцами слоя РМ представляет собой разность между обобщенной координатой и диаметром валцов

$h = Y - D$ (рис. 3), поэтому выражения (6) и (9) после некоторых преобразований могут быть представлены в следующем виде:

$$\frac{Y - H}{\cos \beta} > D > \frac{Y - H}{\cos \beta}; \quad (10)$$

$$1,35 > \frac{v_B}{v_{PM}} > 1,25. \quad (11)$$

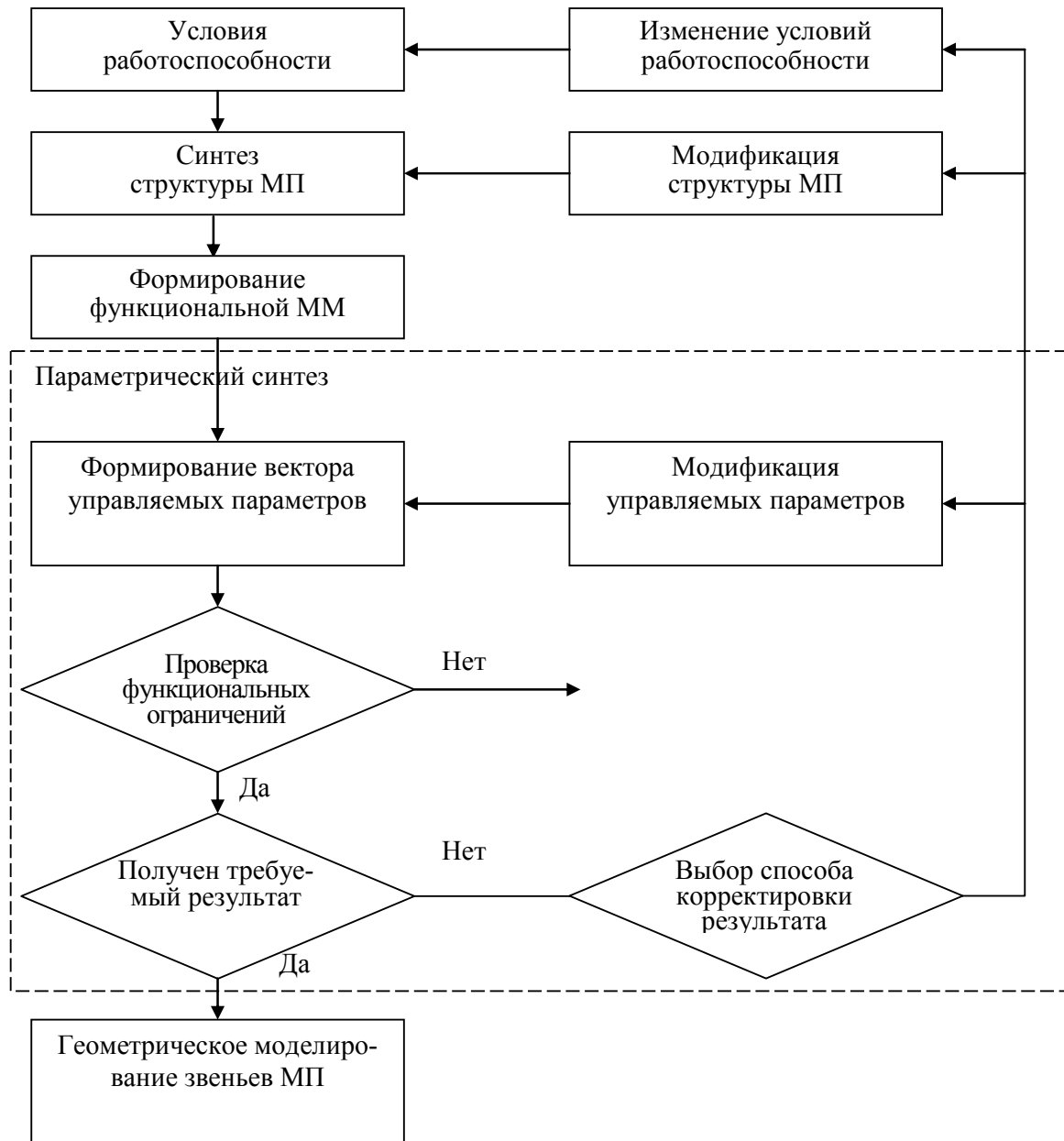


Рис. 4. Процедура параметрического синтеза механизма плющения

Угловая скорость вращения подвижного вальца определяется из выражения (8):

$$\omega_B = v_{PM} \frac{2}{Y - H}. \quad (12)$$

Текущая длина растянутой пружины МП ограничивается в соответствии с выражением

$$S(Y_{\min}) < S(Y) < L_3 + \sqrt{(Y_{03} - Y_{01})^2 + (X_{03} - X_{01})^2}. \quad (13)$$

Если хотя бы одно условие из трех не выполняется (10), (11), (13), то вариант МП бракуется и отбрасывается (рис. 4).

Каждому фиксированному значению набора управляемых параметров $\bar{X} = \{X_{01}, Y_{01}, L_3, \varphi_{34}, L_{34}\}$ соответствуют значения передаточного числа и удельного давления в диапазоне изменения обобщенной координаты.

В том случае, если условия (10), (11), (13) выполняются, рассчитываются и запоминаются значения передаточных чисел [5] для МП соответствующей структуры – $I(Y)$:

$$I(Y) = \varphi'_3 \cdot L_{34} \cdot \cos \varphi_{34}(Y)$$

или

$$I(Y) = \varphi'_3 \cdot U_{53} \cdot L_{55} \cdot \cos \varphi_5(Y),$$

где $\varphi'_3(Y)$ – аналог угловой скорости рычага; $U_{53}(Y)$ – передаточное отношение; L_{55}, φ_5 – длина звена и угол, образуемый \vec{L}_{55} с осью абсцисс, в правой системе координат.

Затем рассчитывается соответствующее передаточному числу численное значение удельного давления между вальцами $p(Y)$:

$$p(Y) = \frac{k \cdot F_c(Y)}{I(Y)L}, \quad (14)$$

где $F_c(Y)$ – растягивающее усилие на пружине; k – количество пружин в блоке; $I(Y)$ – передаточное число МП; L – длина вальцов.

Целевая функция $Z(Y)$ формируется на основе аналитического выражения для удельного давления между вальцами в соответствии со стратегией частного критерия [6]:

$$Z(Y) = \sum_{i=1}^n |p_{\text{ср}} - p(Y_i)| \rightarrow \min, \quad (15)$$

где $p_{\text{ср}}$ – среднее значение давления на интервале от 1-го до n -го шага; $p(Y_i)$ – дискретное значение функции давления на i -м шаге. Поиск экстремума целевой функции выполнялся по методу градиента.

Результаты и их обсуждение

Для выбранной структуры и внутренних параметров плоских аналогов механизма плющения КПП-4,2 на основе сформированной ФММ был проведен вычислительный эксперимент.

В ходе эксперимента были исследованы величина и характер изменения давления верхнего вальца КПП-4,2 на нижний, представляющий собой показатель качества функционирования плющильного устройства.

Основные результаты эксперимента сведены в таблицу.

Зависимость выходных параметров модернизированного механизма плющения от обобщенной координаты

| Зазор между вальцами Y [м] | Длина растянутой пружины $S(Y)$ [м] | Передаточное число механизма $I(Y)$ [–] | Нагрузка на пружине $F_c(Y)$ [Н] | Сила давления подвижного вальца $P(Y)$ [Н] |
|---------------------------------|--|--|-------------------------------------|---|
| –0,206 | 0,629 | 2,331 | 5463,37 | 3024,37 |
| –0,186 | 0,638 | 2,418 | 5962,61 | 3168,02 |
| –0,166 | 0,646 | 2,525 | 6442,36 | 3251,53 |
| –0,146 | 0,653 | 2,664 | 6899,65 | 3210,11 |
| –0,126 | 0,661 | 2,862 | 7329,71 | 3163,06 |
| –0,106 | 0,667 | 3,171 | 7724,71 | 3036,29 |

Сравнение показателей качества функционирования четырех- и шестизвенного МП (рис. 5) однозначно выделяет последний вариант, обладающий более стабильной характеристикой плющения.

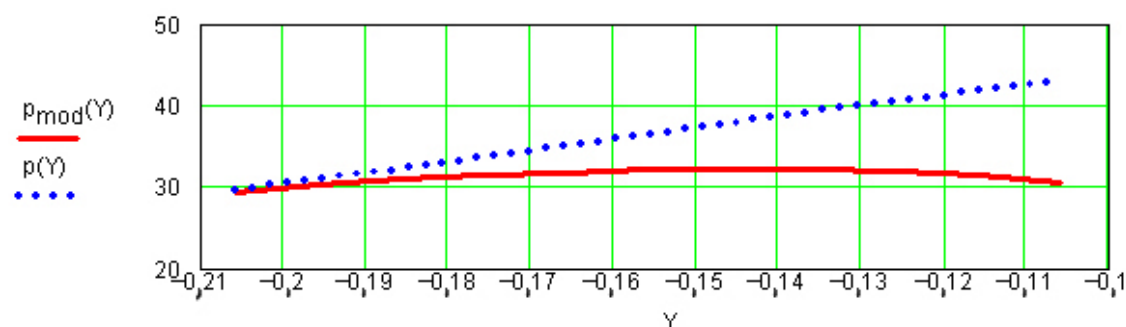


Рис. 5. Графики зависимости удельного давления между вальцами плющильного устройства от величины обобщенной координаты Y : $p(Y)$ – удельное давление между вальцами четырехзвенного механизма; $p_{\text{mod}}(Y)$ – удельное давление между вальцами шестизвенного механизма

Заключение

Предложена методика параметрического синтеза устройства плющения растительной массы косилки-плющилки прицепной КПП-4,2. Разработанный способ модернизации параметров механизма плющения может быть использован как в прицепных, так и в самоходных косилках-плющилках.

Аналитическое решение задачи проектирования плющильного устройства КПП-4,2 представляет собой итерационное выполнение процедур анализа на основе сформированной ФММ, а также процедур сравнения и перебора вариантов в процедуре параметрического синтеза МП. Оно состоит в выборе комбинации внутренних параметров плющильного устройства, соответствующих выбранной структуре МП, которые удовлетворяя функциональным ограничениям, одновременно стабилизируют давление со стороны верхнего на нижний валец.

В результате, несмотря на существенные колебания подачи РМ в КПП-4,2 (разброс подачи до 45 %), удельное давление плющения РМ в модернизированном варианте составляет величину 3000–3250 Н/м (разброс удельного давления до 4,2 %).

Литература

1. Косилка-плющилка навесная КПП-4,2. Руководство по эксплуатации. ГСКБ ПО Гомсельмаш 1996 г.
2. Резник, Н. Е. Кормоуборочные комбайны / Н. Е. Резник. – 2-е изд., перераб. – Москва : Машиностроение, 1980. – 375 с.
3. Попов, В. Б. Формирование функциональной математической модели механизма плющения растительной массы / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2007. – № 3. – С. 24–30.
4. Соболев, И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И. М. Соболев, Р. Б. Статников. – Москва : Наука, 1981.
5. Попов, В. Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2000. – № 2. – С. 25–29.
6. Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем : учеб. для вузов / В. П. Тарасик. – Минск : ДизайнПРО, 1997. – 640 с.

Получено 18.01.2008 г.